



COMBINED SUPERCHARGE SYSTEM FOR ENGINE

Patent number: JP58222919

Publication date: 1983-12-24

Inventor: IKEDA SUSUMU

Applicant: SANKYO DENKI KK

Classification:

- International: F02B37/14; F02B37/04

- european:

Application number: JP19820106115 19820622

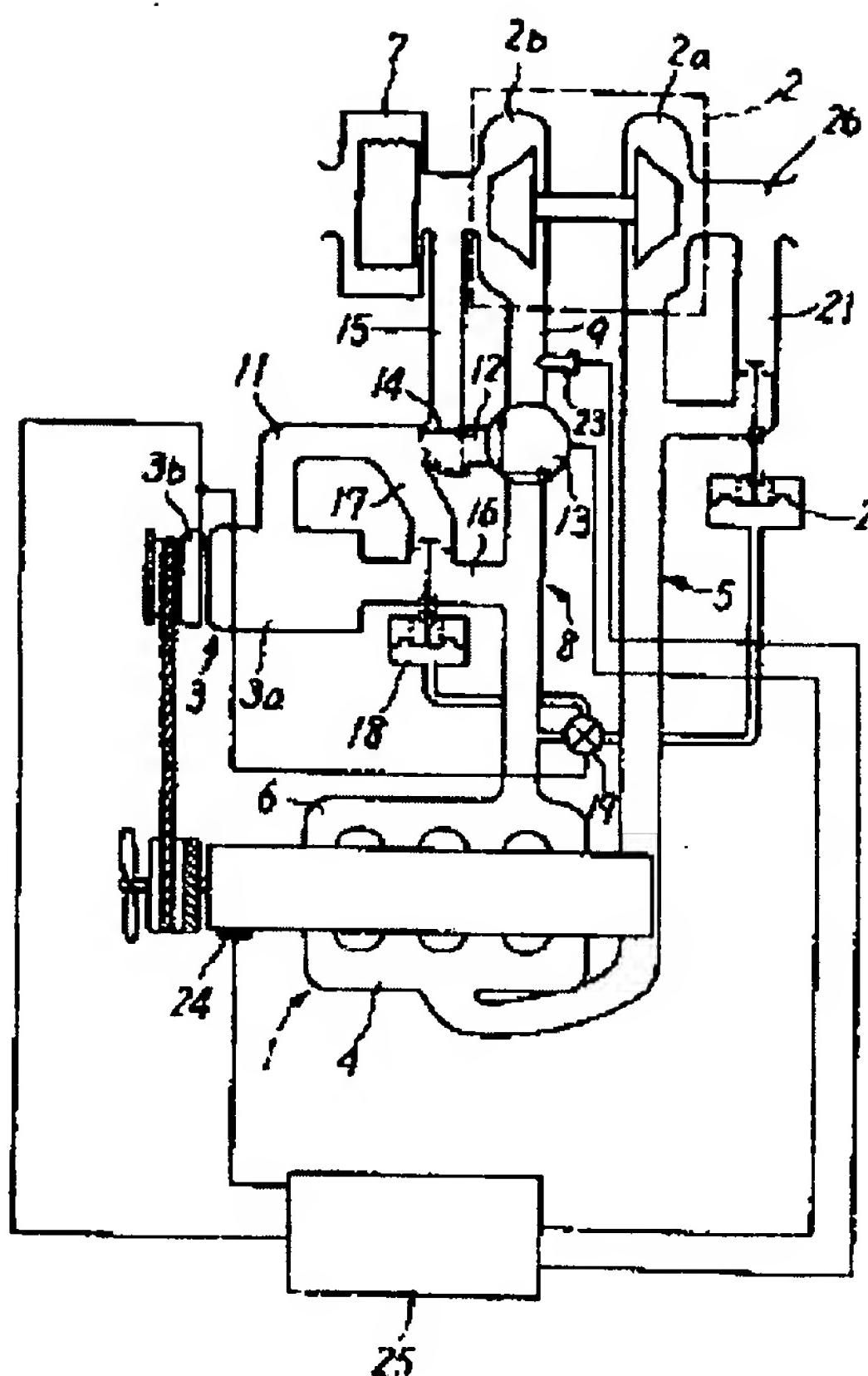
Priority number(s):



Abstract of JP58222919

PURPOSE: To obtain a quick response of supercharge pressure at rapid acceleration of an engine and a necessary supercharge pressure at low speed operation of the engine, by selectively changing the connection in series and in parallel between a turbocharger driven by exhaust energy and a supercharger driven by driving power of the engine.

CONSTITUTION: At steady operation of an engine at its speed above an intermediate speed, the engine is operated only by a turbocharger 2. At low speed operation, the engine is operated by driving the turbocharger 2 and a supercharger 3 to be connected in series or parallel. If pressure in a pipe line 8 is increased above a necessary supercharge pressure, an actuator 18 operates to open a bypass pipe line 17. At rapid acceleration, the engine is operated by using both the turbocharger 2 and the supercharger 3.



⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—222919

⑬ Int. Cl.³
F 02 B 37/14
37/04

識別記号

厅内整理番号
6657—3G
6657—3G

⑭ 公開 昭和58年(1983)12月24日
発明の数 1
審査請求 未請求

(全 7 頁)

⑮ エンジン用複合過給システム

⑯ 特 願 昭57—106115
⑰ 出 願 昭57(1982)6月22日
⑱ 発明者 池田進

伊勢崎市乾町 8

⑲ 出願人 サンデン株式会社
伊勢崎市寿町20番地
⑳ 代理人 弁理士 芦田坦 外2名

明細書

1. 発明の名称

エンジン用複合過給システム

2. 特許請求の範囲

1. エアクリーナとエンジンインテークマニホールドとの間にエンジン排気エネルギーで駆動される第一の過給機のコンプレッサとエンジン駆動力等で駆動される第二の過給機のコンプレッサとを具備し、該第一の過給機のコンプレッサの吐出管を該第二の過給機のコンプレッサの吸入管に連通させた連通部を設けると共に、上記第一の過給機のコンプレッサを経由せず上記エアクリーナに直接該第二の過給機のコンプレッサ吸入管とを連通させる管路を設け、かつ該両方のコンプレッサの接続を直列及び並列間で切り換えることのできる、流路切換え装置を設けたことを特徴とするエンジン用複合過給システム。

2. 特許請求の範囲第1項記載のエンジン用複合過給システムにおいて、上記流路切換え装置は上記第一の過給機のコンプレッサの吐出管と第二の過給機のコンプレッサの吸入管連通部に設けた

三方弁と、上記第二の過給機のコンプレッサ吸入管とエアクリーナとを連通させた連通管路と、該第二の過給機のコンプレッサ吸入管との連通部に設けたダンパ機構とを有していることを特徴とした複合過給システム。

3. 特許請求の範囲第2項記載のエンジン用複合過給システムにおいて、上記ダンパは上記第二の過給機のコンプレッサ吸入管内圧と上記エアクリーナと第二の過給機のコンプレッサの吸入管とを結ぶ連通管路内圧との圧力差により駆動されて開度を変化するようになっていることを特徴とするエンジン用複合過給システム。

4. 特許請求の範囲第2項又は第3項記載のエンジン用複合過給システムにおいて上記三方弁は上記第一の過給機のコンプレッサ吐出ポートと上記三方弁を連通する管路内圧力及びエンジン回転数信号に基いて駆動制御されるようになっていることを特徴とするエンジン用複合過給システム。

5. 特許請求の範囲第1項記載のエンジン用複合過給システムにおいて上記第二の過給機のコン

プレッサの吸入管と、吐出管とを短絡させた第一のバイパス路と上記第一の過給機の排気駆動タービン部分のエンジン排気流入管を該第一の過給機の排気駆動タービン排気流出管に短絡させた第二のバイパス路と、該第一及び第二のバイパス路を上記エンジンインタークマニホールドの圧力に基いて開閉する過給圧制御装置を設けたことを特徴とするエンジン用複合過給システム。

6. 特許請求の範囲第5項記載のエンジン用複合過給システムにおいて、上記過給圧制御装置は、上記第一のバイパス路に配設された第一の圧力応動弁及び、上記第二のバイパス路に配設された第二の圧力応動弁と、さらに上記エンジンインタークマニホールドを該第一及び第二の圧力応動弁に選択的に切換え接続可能な三方弁を有していることを特徴とする複合過給システム。

7. 特許請求の範囲第1項乃至第6項のいずれかに記載のエンジン用複合過給システムにおいて直列、並列の複合過給と上記第一の過給機単独運転との切換えを該第一の過給機のコンプレッサ吐

以上のエンジン回転数でのエンジン出力の増加あるいは低燃費等を目的として排気エネルギーの回収を排気タービンにより行なわせ、その排気タービンと同軸上に設けられたコンプレッサを駆動することによりエンジン過給を行なっていた。しかし、そのような過給機では、定常状態（中速以上）での出力の増加は得られるとしても、ある過渡的な場合、例えば一定エンジン回転からのスロットル全開又は急激なスロットル開放運転に移った場合には排気タービンの回転数の上昇に遅れが生じ、必要過給圧を与えるまでにある程度時間がかかりしたがってエンジンの增加出力^トアルクに出遅れ現象を起こしてしまう。その原因はスロットル全開等の直後にはスロットル開度の変位に比べ、エンジン出力の変化が少ない為、エンジン出力増加に伴なう排気ガス量の増加もわずかに過ぎず、したがって排気タービンの回転数の上昇速度もしくなることがある。これが、いわゆるターポラグと呼ばれるものである。

さらに、エンジン低速回転時においては排気ガ

出ポートと、上記三方弁とを連通する管路内圧力信号及びエンジン回転数信号により上記第二の過給機のコンプレッサの運転を停止することにより行なわせることを特徴としたエンジン複合過給システム。

8. 特許請求の範囲第7項記載の複合過給システムにおいて上記第一の過給機単独運転時には上記第二のバイパス路に配設された圧力応動弁の動作により過給圧を制御し又直列、並列の複合過給時には、上記第一のバイパス路に配設された圧力応動弁を、作動させることにより、過給圧の制御を行なうことを特徴としたエンジン複合過給システム。

3. 発明の詳細な説明

本発明は石油などの燃料を使用するエンジンにおける過給システムに関するものである。

従来、エンジンからの排気ガスを駆動エネルギーとして使用した排気タービン駆動式過給機（以下これを「ターボチャージャ」と呼ぶ）が一般に知られている。該ターボチャージャにおいては、中速

ス量が少ないので排気タービンの回転数が低く必要過給圧を与えることができず、その結果、中高速エンジン回転域に比べてエンジンの出力トルク不足を招いてしまうという問題もある。

それ故に本発明の目的はエンジン急加速時にも過給圧の応答をすばやく、かつ適切に行ない、エンジン低速回転時にも必要過給圧を与えることを可能としたエンジン用複合過給システムの提供にある。

本発明は、エンジンの回転力等で駆動される機械駆動式過給機（以下これを便宜上「スーパーチャージャ」と呼ぶ）をターボチャージャに組み合わせて使用したことに基いている。

以下図面を参照しながら実施例を用いて説明する。

第1図は本発明によるエンジン用複合過給システムの一実施例をエンジン1に組み合わせた状態で示している。この過給システムはターボチャージャ2とスーパーチャージャ3を含み、ターボチャージャ2は排気タービン2aとターボチャージャ2

の排気ターピン回転力にて駆動されるコンプレッサ 2 b とを有したものである。ターピン 2 a はエンジン 1 のエグゾーストマニホールド 4 からの排気管 5 に連接され、排気ガスエネルギーにより回転駆動される。コンプレッサ 2 b はエンジン 1 のインテークマニホールド 6 とエアクリーナ 7 との間の流入管 8 に組み込まれている。一方、スーパーチャージャ 3 はエンジン 1 の回転力によりコンプレッサ 3 a を駆動（エンジン回転の他にエンジン油圧等他の駆動源を使用しても同様である）され、しかもこのコンプレッサ 3 a への動力伝達を電磁クラッチ 3 b にて掛け外しできるようにされたものである。（又、上記伝達力の掛け外しをエンジン油圧等で行なうことが可能なのは言うまでもない。）

さらに、ターボチャージャ 2 のコンプレッサ 2 b の吐出管部分 9 とスーパーチャージャ 3 のコンプレッサ 3 a の吸入管部分 11 とを互に連接させた連通管 12 を設けてある。この連通管 12 と前記コンプレッサ 2 b の吐出管部分 9 との接続部分

に三方弁 13 を具備し、又連通管 12 と、前記コンプレッサ 3 a の吸入管部分 11 との間には、前記コンプレッサ 2 b 及び吐出管 9 の吸気経路とは別に、エアクリーナ 7 と上記連通管 12 及び上記吸入管部分 11 とを直接連通する吸気管路 15 を具備し、該吸気管路 15 の接続部分には圧力応動ダンパ 14 を備えている。三方弁 13 は吐出管部分 9 をインテークマニホールド 6 に直接に接続するか連通管 12 に接続するかを切換えることができるものである。ここで連通管 12 とターボチャージャ 2 のコンプレッサ 2 b の吐出管部分 9 とが三方弁 13 により連通状態にある場合には前記圧力応動ダンパ 14 は連通管 12 内圧力（上記吐出管部分 9 内圧力に等しい）と前記吸気管路 15 内圧力との差圧で、駆動されて開度を変化するものである。一方連通管 12 と上記吐出管部 9 とが三方弁 13 によって閉じられると、上記圧力応動ダンパ 14 は該コンプレッサ 3 a の吸気管部分 11 内圧力と前記吸気管路 15 内圧力との差圧により該吸気管路 15 を上記吸気管部 11 に全面開放する

よう動作するものである。こうしてターボチャージャ 2 のコンプレッサ 2 b とスーパーチャージャ 3 のコンプレッサ 3 a とを三方弁 13 の切換えにより互いに並列及び直列に接続させることが可能となるよう構成されているものである。

ここで上記構成にてなるシステムにおける動作例を述べる。前記両方のコンプレッサ 2 b と 3 a が直列に接続されている状態において例えばエンジン 1 の低速運転時にコンプレッサ 2 b の吐出能力はスーパーチャージャ 3 の吸入能力に比して劣っている為に該コンプレッサ 2 b はスーパーチャージャ 3 にとってかえって吸気の抵抗となりうるような場合がある。そのような場合には、圧力応動ダンパ 14 は上部吸気管路 15 の開口面積を広げるように開度を変化し前記コンプレッサ 3 a にとってコンプレッサ 2 b が吸気抵抗となるのを防止する。又、スーパーチャージャ 3 は吸入空気量よりコンプレッサ 2 b 、吐出空気量が、多い場合つまり吐出管路部分 9 内が正圧状態となった場合には吸気管路 15 内圧力により、連通管路 12 内

圧力が高くなり圧力応動ダンパ 14 は吸気管路 15 を閉じるよう作動する。

上記動作によりコンプレッサ 2 b からの吐出空気とエアクリーナ 7 からの吸気空気の割合を選択しスーパーチャージャ 3 の必要吸入空気量が最適状態で得られることとなる。尚、圧力応動ダンパ 14 は第 2 図に示すように上流吸気管部分 15 にスプリング 14 a と組み合わされて備えられ、この上流部吸気管 15 内圧力とスーパーチャージャ 吸気管部分 11 内圧力の圧力差に応じて開閉するものであってもよい。

さらにスーパーチャージャ 3 のコンプレッサ 3 a の吸入管部分 11 と吐出管部分 16 とを直接に接続したバイパス管 17 を設けると共に、インテークマニホールド 6 の圧力で作動するアクチュエータ 18 によってそのバイパス管 17 を開閉できるようにしてある。尚インテークマニホールド 6 の圧力のアクチュエータ 18 への伝達は三方弁 19 により制御される。

又排気管 5 にもターボチャージャ 2 のターピン

2_aをバイパスするバイパス管2₁を設けこのバイパス管2₁もインテークマニホールド6の圧力で作動するアクチュエータ2₂によって開閉できるようにしてある。このアクチュエータ2₂への圧力伝達も上述の三方弁1₉により制御されるよう構成されている。

その上吐出管部分9の圧力を検出する圧力センサ2₃とエンジン1の回転数を検出するエンジン回転数センサ2₄とを設けこれらのセンサ2₃, 2₄からの信号に基き、制御装置2₅によってスーパーチャージャ3の電磁クラッチ3_bと二つの三方弁1₃, 1₉を制御する。

次にエンジン1の運転状態に制御装置2₅による制御例を作用とともに説明する。

先ず中速以上の定常運転時には、排気ガス量が多いためターボチャージャ2の駆動エネルギーが十分あり、したがってターボチャージャ2のみによって必要過給圧及び空気流量を得ることが可能である。この場合スーパーチャージャ3を運転させていたのでは不必要的駆動エネルギーを使用してい

るに過ぎずなんのメリットも得られない。

そこで、圧力センサ2₃及びエンジン回転数センサ2₄等からの信号により、制御装置2₅がターボチャージャ2の単独運転で必要過給圧が得られているか否かを判断し必要過給圧が得られる場合には制御装置2₅からの信号によりスーパーチャージャ3の電磁クラッチ3_bをオフする等によりスーパーチャージャ3の運転を停止させ、同時に三方弁1₃の切り替えにより連通管1₂を閉じる。こうしてコンプレッサ2_bからの吐出空気がすべて流入管8に送り込まれるよう制御する。

このときのエンジン回転数は、ターボチャージャ2の単独運転での過給圧とエンジン回転数との関係に基きターボチャージャ2の性能特性によりターボチャージャ2の単独運転に決定されるものであり、吐出管部分9内の圧力については直列、並列時のエンジン過給圧とターボチャージャ2の吐出側圧力（吐出管部分9内圧力）との関係より決定可能といえる。

この場合、過給圧コントロールは、バイパス管

2₁に設けたアクチュエータ2₂により行なわれるわけであるが、その際、流入管8の空気圧は三方弁1₉の切り替えによりアクチュエータ2₂にのみ作用するよう制御され、それにより必要過給圧以上に流入管8内圧力が上昇した場合、アクチュエータ2₂が作動してバイパス管2₁を開く。これによりタービン2_aを回転させる排気量が減少し、同時にタービン2_aの回転も低下し、結果として過給圧が低下することとなる。

一方、低速運転時には排気ガス量が少ないのでターボチャージャ2の排気タービン2_aの回転数が低くその為、過給圧は非常に低いかもしくはインテークマニホールド6内は負圧状態となってしまう。そこで電磁クラッチ3_bの制御によりスーパーチャージャ3を駆動するとともに三方弁1₃を切り換えることにより直列もしくは並列運転を行なわせるものである。

この状態においては、ターボチャージャ2のコンプレッサ2_bとスーパーチャージャ3のコンプレッサ3_aとが直列もしくは並列に接続されて駆

動されることにより、過給圧が高められ、その結果必要過給圧を得ることが可能となる。

この場合の過給圧コントロールは、前記バイパス管1₇内に設けられたアクチュエータ1₈により行なわれるものでアクチュエータ1₈を制御する流入管8内圧力は三方弁1₉の切り替えによりアクチュエータ1₈にのみ作動するよう制御される。為に必要過給圧以上に管路8内圧力が上がった場合、アクチュエータ1₈が動作してバイパス管路1₇を開き、一定過給圧を保つこととなる。上記方式により排気タービン2_aと、該排気タービン吐出管2₆を連通するバイパス管路2₁に設けられたアクチュエータ2₂は作動せずバイパス管路2₁は閉じられている。それにより排気エネルギー回収用の排気タービン2_aの回収エネルギー（コンプレッサ2_b駆動エネルギー）を減らすことなく利用し過給空気をバイパス回路1₇をバイパスさせスーパーチャージャ3のコンプレッサ3_aに再吸入することでスーパーチャージャ3の負荷も軽減することとなる。

次にある過渡的な場合、たとえば急加速時等の動作について述べる。

ターボチャージャ2の単独運転により必要過給圧が得られているエンジン中、高速回転数のスロットル一定開度の状態よりスロットル全開又は、急激なスロットル開度差が生じた場合、流入管8内圧力は急激に低下する。その為エンジン回転数センサ24からの信号では、ターボチャージャ2の単独運転で必要過給圧が得られていることを制御装置25に伝えたとしてもそれはスロットル全開以後の必要空気流量を満しているか否かの判断を行なっているわけではない。しかし吐出管部分9に設けられた圧力センサ23により過給圧の低下を知らせる信号が制御装置25に送られることにより、複合過給の必要性を検知し、制御装置25よりの信号で電磁クラッチ3bをオンさせ、複合過給を行なわせる。

上述の動作により、急激に過給圧不足を招くようなスロットル全開等の急加速時においても、排出ガス量によりその過給圧が左右されるターボチ

ャージャ2とは別に、機械的に駆動されるスーパーチャージャ3を、過給圧の不足を検知すると同時に稼動させてやることで、すみやかに必要過給圧が得られるわけであるから、ターボラグ等の応答遅れもなく、エンジン過給が行なえることとなる。

以上述べてきた複合過給システムにおいて、その特性を第3図、第4図および第5図に示してある。なおSCはスーパーチャージャ単独運転時の特性曲線、TCはターボチャージャ単独運転時の特性曲線である。

第3図は、あるエンジン回転数におけるスーパーチャージャとターボチャージャのP-Q特性を示す。破線は直列運転時の特性曲線であり、並列運転では必要空気量 Q_1 は得られても、必要過給圧 P_1 が得られないが、直列にすると P_1 、 Q_1 どちらも満足される場合のものである。

第4図は、並列運転により必要空気量 Q_1 及び必要過給圧 P_1 が得られる場合の、あるエンジン回転数におけるスーパーチャージャとターボチャ

ージャのP-Q特性を示す。ここで破線は並列運転時の特性曲線である。

第5図は、直・並列どちらでも必要空気量 Q_1 及び必要過給圧 P_1 が得られる場合のあるエンジン回転数におけるスーパーチャージャとターボチャージャのP-Q特性を示す。ここで破線は直列運転時の特性曲線、一点鎖線は並列運転時の特性曲線である。

この場合、直列運転で複合過給を行なわせた場合、必要空気量 Q_1 では S_1 で示す点の複合過給が得られ、並列運転で必要空気量 Q_1 の場合には S_2 に示す点の複合過給圧が得られることを表わしている。しかし、前述した過給圧コントロールにより、直・並列運転どちらの動作点も0点にあるわけであり、しかも過給圧コントロールはスーパーチャージャのバイパスにより行うため、スーパーチャージャの直列運転時の動作点は S_3 であり、並列運転時の動作点は S_4 であるといえる。即ち、直列の場合のスーパーチャージャの動作点 S_3 は必要空気量 Q_1 上の、0点(必要過給圧

P_1)からターボチャージャの動作圧を差引いた圧力 ΔP が圧縮圧力となる点となり、並列運転の場合のスーパーチャージャの動作点 S_4 は、必要過給圧 P_1 上の、0点からターボチャージャの動作風量を差引いた風量 Δq が所要風量となる点となる。このように直列・並列、どちらの運転も可能なエンジン運転状態では、スーパーチャージャの動作圧力は、直列の場合の方がはるかに低くてすむこととなる。

ここで第6図に過給圧に対するスーパーチャージャの消費馬力を示してあるが、過給圧が高まると一般に容積式のスーパーチャージャでは消費馬力も増加することを示しておりこの結果より直列・並列どちらでも運転可能な運転状態においては直列運転による複合過給が望ましいと言え、本発明においては直列・並列どちらでも必要過給可能な領域においては、より少ない消費馬力でスーパーチャージャを運転可能となるよう直列運転に切り替えるよう制御することが可能となるものである。

以上説明したように、本発明のエンジン用複合

の P - Q 特性曲線図、第 6 図は過給圧に対するスーパーチャージャの消費馬力を示す図である。

1 … エンジン、2 … 排気タービン駆動式過給機、
3 … 機械駆動式過給機、5 … 排気管、6 … インテークマニホールド、7 … エアクリーナ、12 … 連通管、13 … 三方弁、14 … 圧力応動ダンパー、
17 … バイパス管、18 … アクチュエータ、19 … 三方弁、21 … バイパス管、22 … アクチュエータ、23 … 圧力センサ、24 … エンジン回転数センサ、25 … 制御装置、26 … マフラー連通管。

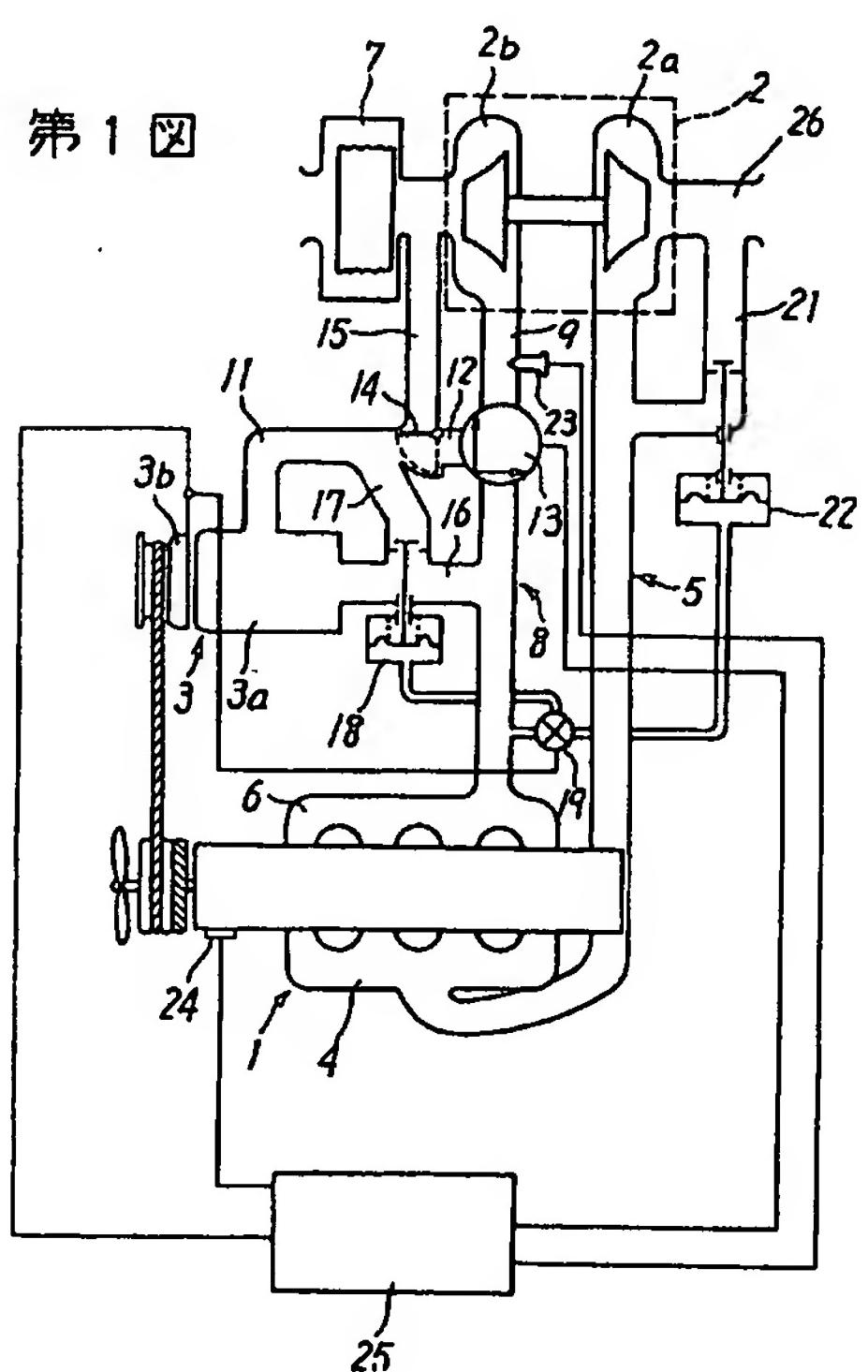
代理人 (7127) 協理士 後藤洋介

過給システムによれば、ターボチャージャ特有の欠点であるエンジン低速回転時の出力不足を補ない、急加速運転時の応答性の向上がはかれ、かつ中・高速回転時には、ターボチャージャのもつメリットを全面的に利用して過給を行なわせることができ可能ばかりか、従来の複合システムにみられる、直列運転の際にターボチャージャおよびスーパーチャージャにかかる負荷を軽減し、又、直・並列の切り替えにより消費馬力の少ない運転となるよう選択されることで、エンジンにかかる負荷も軽減されるだけでなく、必要過給圧以上で過給が行なわれないよう制御されていることで、エンジンの機械的損失を伴うことなく適正な過給が行える。

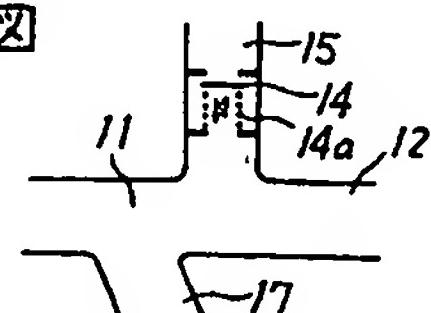
4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明の一実施例を示す構成説明図、第 2 図は同じく変形実施例を示す要部のみの構成説明図、第 3 図は直列運転時の P - Q 特性曲線図、第 4 図は並列運転時の P - Q 特性曲線図、第 5 図は直列運転と並列運転とがどちらでも可能な場合

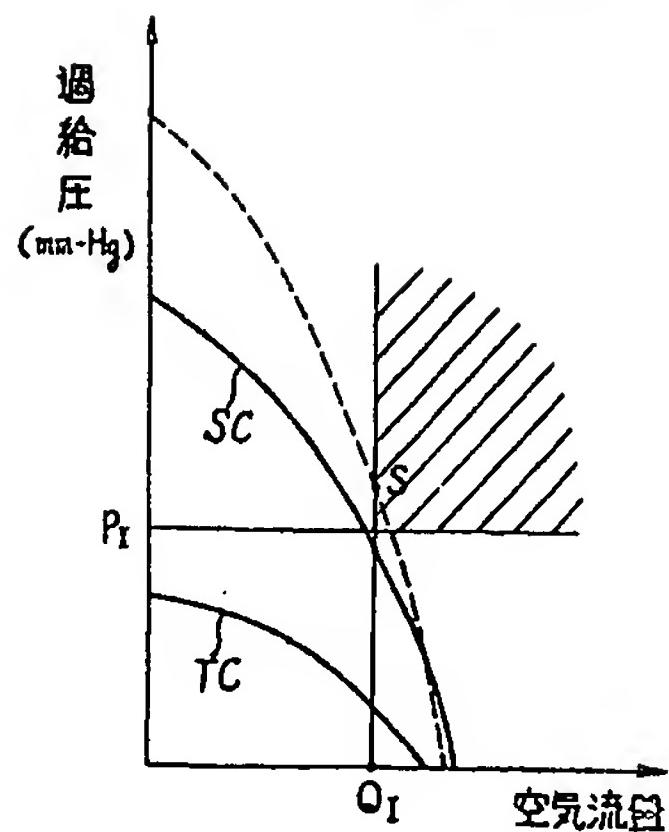
第 1 図



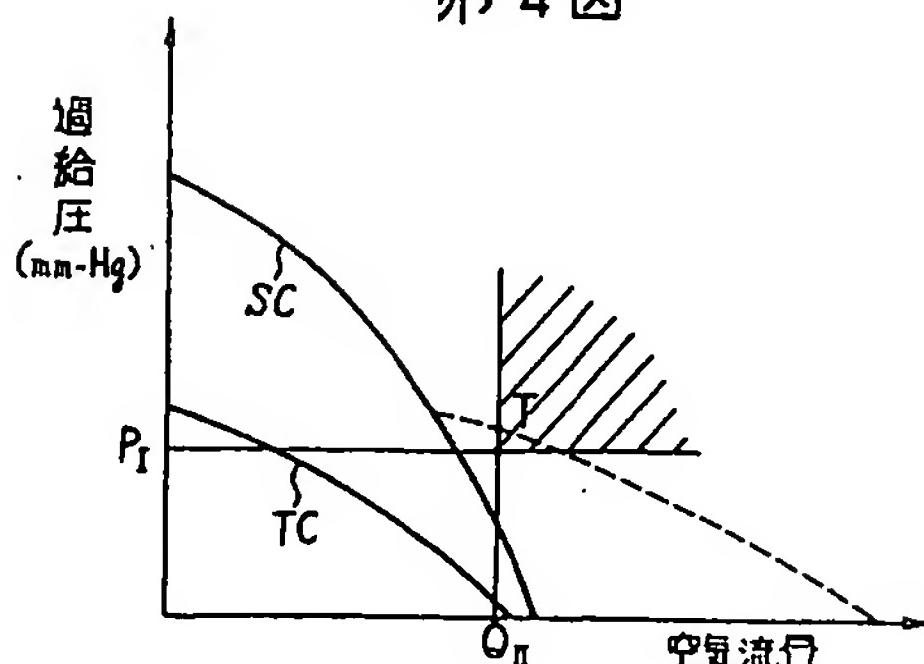
第 2 図



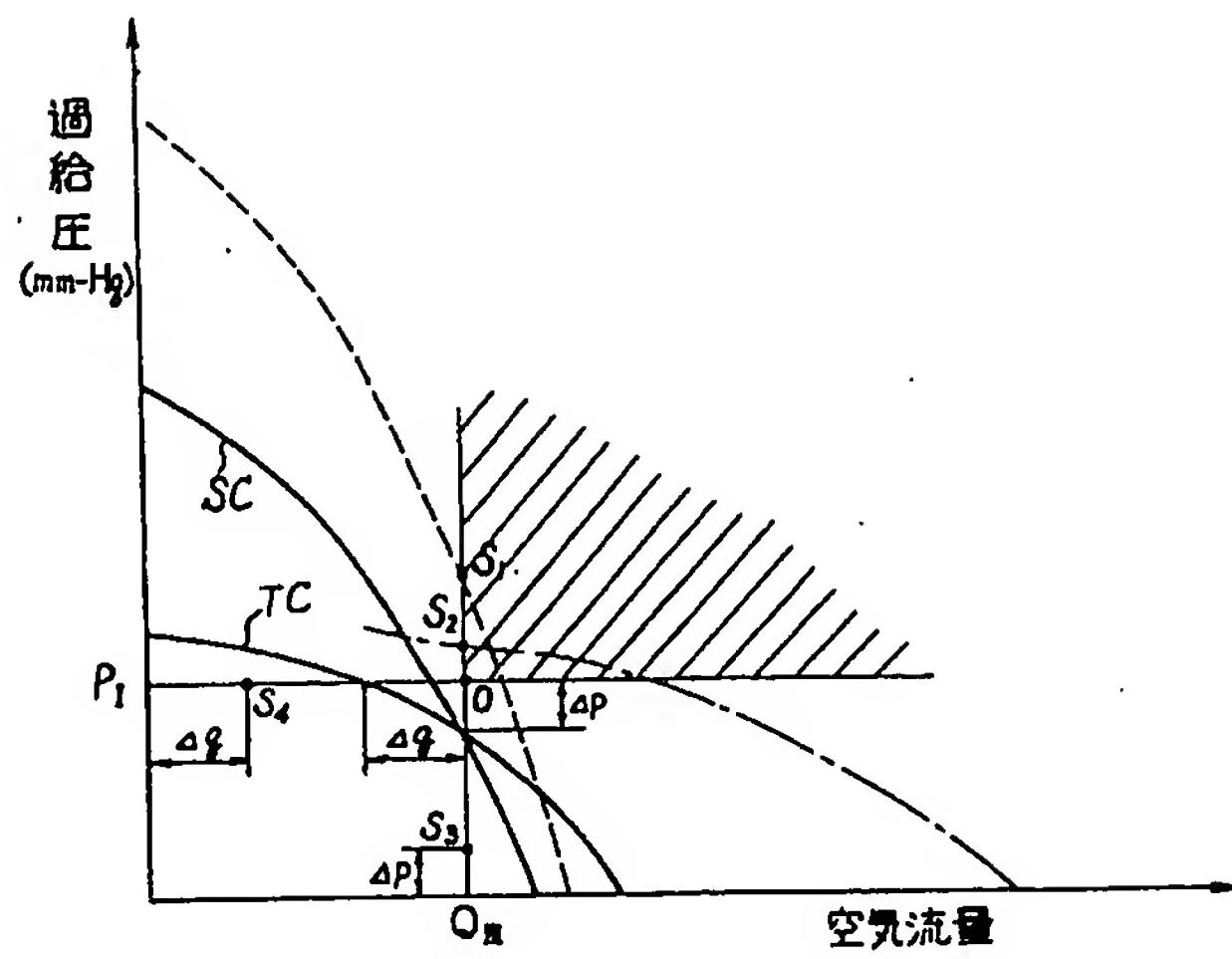
第 3 図



第 4 図



第5図



第6図

